

П. М. АНДРЕНКО, І.П. ГРЕЧКА, Г. В. КРИКУН, В. МЕДНІС

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЧАСТОТИ ОСЦИЛЯЦІЙ ЗОЛОТНИКА ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА НА ЙОГО СТАТИЧНУ ТОЧНІСТЬ

Путем аналитического изучения литературных источников установлено, что вопросом выбора параметров осцилляции запорно-регулирующего элемента гидроаппарата не предельно надлежащее внимание, не установлено их влияние на статическую точность. Описана экспериментальная установка, приведены результаты экспериментальных исследований. Дано рекомендации, относительно рационального выбора параметров осцилляции гидрораспределителя.

Вступ. Гідравлічна апаратура є складовою та невід'ємною частиною гідроагрегату, її характеристики, в значній мірі, визначають його технічний рівень, працездатність та надійність. У світовій і вітчизняній практиці створення гідроапаратури визначилася тенденція використання гідроапаратів з осциляцією. Запорно-регулюючі елементи таких гідроапаратів здійснюють осцилюючий рух з великою частотою і малою амплітудою, усуваючи, таким чином, силу сухого тертя. Вони застосовуються в високодинамічних та високоточних слідкуючих гідроагрегатах, значно покращуючи характеристики останніх. Характеристики таких гідроапаратів, значною мірою, залежать від параметрів осциляції їх запорно-регулюючих елементів, властивий вибір яких є актуальною науково-практичною задачею. Відмітимо, що значний клас гідроапаратів складають апарати прямої дії, в яких запорно-регулюючий елемент виконаний у вигляді прецизійної пари плунжер-гільза, на розгляді таких гідроапаратів, а саме гідророзподільника (ГР) і зупинимося нижче.

Аналіз публікацій. Питанням проектування систем гідроагрегатів і їх елементів присвячена достатня кількість наукових праць, таких відомих вчених як Башта Т.М., Гаминін М.С., Лур'є З.Я., Навроцький К.Л., Прокоф'єв В.М., Коробочкін Л.Б., Струтинський В.Б., Хаймовіч Е.М. та багатьох інших. Досить докладний аналіз конструктивних схем таких гідроапаратів наведений в статтях [1, 2], там же наведені рекомендації, що до вибору та вдосконалення їх конструктивних розв'язків. В статті [1] встановлено, що частота осциляції золотників таких гідроапаратів знаходиться в межах 50 – 600 Гц, при цьому золотник, як правило, має додатне перекриття порядку 0,1 – 0,5 мм. Але, інформація, що до впливу параметрів осциляції золотника на характеристики гідроапаратів відсутня.

В роботі [3] наведено методику проектування таких гідроапаратів, з урахуванням конструктивних та робочих параметрів гідроагрегату. Визначені межі зміни параметрів осциляції їх запорно-регулюючих елементів, при яких

не втрачається стійкість виконавчих механізмів та не відбувається розірвання робочої рідини (РР). Однак, в цих роботах відсутній аналіз, щодо впливу параметрів осциляції запорно-регулюючих елементів на характеристики гідроапаратів та гідроагрегату, зокрема на точність регулювання.

В роботі [4] наведені границі зміни амплітуди осциляції золотника ГР, в межах яких забезпечується стійка робота гідроагрегату, проаналізовано вплив конструктивних параметрів виконавчого механізму на стійкість гідроагрегату. Встановлено, що значення коефіцієнта витрат ГР у робочому діапазоні переміщень його золотника повинно бути максимальним, а ефективна довжина робочих кромок – невеликою. Однак, в цій роботі, не наведено аналізу, щодо впливу зміни амплітуди осциляції золотника на точність регулювання та вихідні характеристики гідроагрегату.

Більш повно це питання знайшло висвітлення в роботі [5], де наведені залежності, які дозволяють провести попередній вибір параметрів осциляції золотника ГР з електричним вібраційним контуром. В цій же роботі відмічено, що зі зміною параметрів гідроагрегату відбувається й зміна параметрів осциляції золотника ГР, що викликає зміну характеристик, як ГР, так і гідроагрегату в цілому, і, в цьому випадку, параметри осциляції золотника ГР необхідно весь час переналагоджувати. Зауважимо, що величина коефіцієнта підсилення нелінійної ланки, якою є гідроапарат, по-перше, залежить від параметрів осциляції запорно-регулюючих елементів, насамперед, від амплітуди осциляції, по-друге від форми нелінійності (величини перекриття та форми дроселюючої кромки), і в-третьє, від структури та параметрів гідроагрегату в цілому. Від цих чинників, в тому числі, й від зовнішніх впливів, буде залежати й границя стійкості гідроагрегату.

Спроба вирішення цієї задачі, щодо гідроапаратів з гідравлічним вібраційним контуром, зроблена у статті [6]. Розглядаючи лінійну математичну модель гідроапарата, в ній встановлено, що найбільший вплив на амплітуду осциляції запорно-регулюючих елементів має сумарна жорсткість пружин та амплітуда пульсацій тиску в камері керування. Однак, в даній статті відсутнє порівняння теоретично отриманих результатів з результатами експериментальних досліджень.

В статті [7] наведені результати розрахункових досліджень параметрів осциляції запорно-регулюючих елементів гідроапаратів з гідравлічним вібраційним контуром та новим гідравлічним вібраційним контуром, які отримані на підставі розгляду нелінійної математичної моделі з урахуванням тертя та третьої гармоніки процесу осциляції. Результати досліджень, наведені в ній, співпадають з результатами роботи [4], а чисельні дані є більш точними. Однак, в цій роботі також не наведено порівняння теоретично отриманих результатів з результатами експериментальних досліджень.

В статті [8] розглядаються питання коливання РР в об'ємних гідроагрегатах, збудованих на базі гідроапаратів з осциляцією, однак, в ній

не знайдено належного висвітлення впливу параметрів осциляції золотника на статичну точність ГР.

В роботах [9, 10] та інших цих авторів, наведені загальні рекомендації з вибору параметрів осциляції ГР. Відмічено, що швидкість переміщення золотника не повинна перевищувати критичну – $\dot{x}_{кр}$ та визначатися з залежності $\dot{x}_{кр} = 2x_{осц}f$, де $x_{осц}$ – амплітуда осциляції золотника, f – частота осциляції. При цьому, осцилюючий рух золотника повинен відбуватися за трикутною траєкторією [10, 11]. Слід зауважити, що максимальна амплітуда осциляції золотника ГР не повинна перевищувати його додатного перекриття, інакше в камерах виконавчих механізмів можуть виникнути пульсації тиску, які викличуть коливання штока, а також зміну форми ущільнюючих елементів, що може призвести до збільшених витоків РР [10, 12]. Тому, амплітуду осциляції золотника необхідно вибирати з умови

$$x_{осц} = \frac{\dot{x}_{кр}}{2f}.$$

За даними, наведеними у роботі [13], власна частота коливань запорно-регулюючих елементів гідроапаратів, значною мірою, визначається діаметром умовного проходу (рис. 1). Це необхідно враховувати при виборі параметрів осциляції. В роботі наведено результати досліджень величини амплітуди осциляції на статичну точність. Відзначено, що зі зменшенням амплітуди осциляції статична точність зростає.

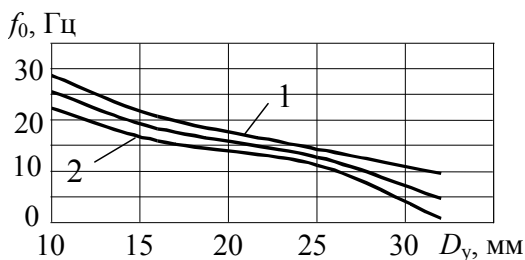


Рис. 1. Залежність власної частоти коливань запорно-регулюючих елементів гідроапаратів з осциляцією від діаметра умовного проходу: 1 – максимальне значення; 2 – мінімальне значення

Наведені результати досліджень не обіймають, у повній мірі, вплив параметрів осциляції запорно-регулюючих елементів гідроапаратів на його статичну точність, отже їх дослідження є актуальною науково-технічною задачею.

Мета та завдання досліджень. Метою статті є експериментальне дослідження впливу частоти осциляції золотника ГР на його статичну точність. Формулювання практичних рекомендацій що до раціонального її вибору.

Експериментальні дослідження. Досліджували ГР прямої дії (рис. 2) з пропорційним електричним керуванням USEB6 / 11E-L-10 ($p_{\text{ном}} = 32 \text{ МПа}$, $d_y = 6 \text{ мм}$), який серійно виробляється на фабриці елементів гідравлічних PONAR-WADOWICE (Польща).

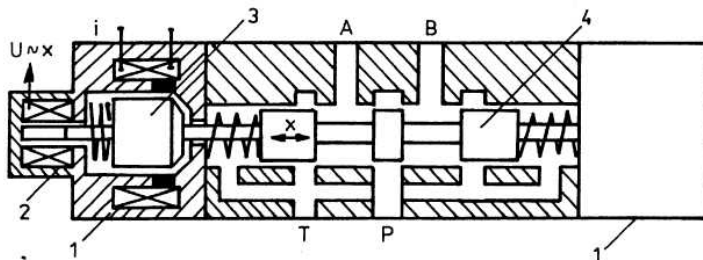


Рис. 2. Конструктивна схема ГР прямої дії з пропорційним електричним керуванням: 1 – пропорційні електромагніти; 2 – датчик переміщення золотника; 3 – сердечник електромагніта; 4 – золотник

Живлення пропорційних електромагнітів і датчика зворотного зв'язку здійснюється від спеціального електронного блоку (рис. 3). При подачі вхідного сигналу, заданої полярності на вхід електронного блоку, відповідний електромагніт одержує живлення від електронного блоку з величиною струму, необхідною для створення зусилля на якорі електромагніта, здатного перемістити золотник у положення, що відповідає вхідному сигналу.

Фактичне положення золотника у вигляді відповідного сигналу від датчика зворотного зв'язку надходить в електронний блок, де порівнюється із заданим. Із цих двох сигналів формується єдиний сигнал, що надходить на електромагніт. У результаті золотник займає строго задану позицію. Золотник має дросельні пази, через які потоки РР, підведені до нього, надходять у канали, якими РР направляється до споживача й на злив.

При подачі сигналу на другий електромагніт (зворотної полярності) відбувається реверсування потоків РР. При цьому датчик зворотного зв'язку видає сигнал про фактичне положення золотника так само, як і в першому випадку.

Таким чином, датчик зворотного зв'язку контролює положення золотника відповідно до величини заданого сигналу і його полярності.

Електронний блок містить: перетворювачі напруга-струм – U/I , які здійснюють керування котушками пропорційних електромагнітів – С1 і С2; датчик переміщення золотника ГР – 2, з системою живлення та підсилювачем потужності – А, які забезпечують місцевий зворотний зв'язок; потенціометри Р1 – Р4, за допомогою яких встановлюються постійні керуючі сигнали; ПД регулятор – PID; потенціометр Р5, за допомогою якого регулюють час наростання і спадання струму в котушках електромагніта ("Наброс" та "Сброс"); суматор Σ , який ліквідує зону нечутливості ГР; індикатори d1 –

d5; сигналізатор датчика В. За допомогою тумблера W5 вмикають (вимикають) час “Сброс” (“Наброс”). Тумблером R повертають блок в початкове положення. Тумблером (+/-) змінюють прядок підключення котушок електромагнітів. Кнопки W1 – W4 використовують для подачі сигналів від кінцевих вимикачів (при проведенні експериментів ці кнопки не використовували). Гнізда u і x використовували для вимірювання сигналів.

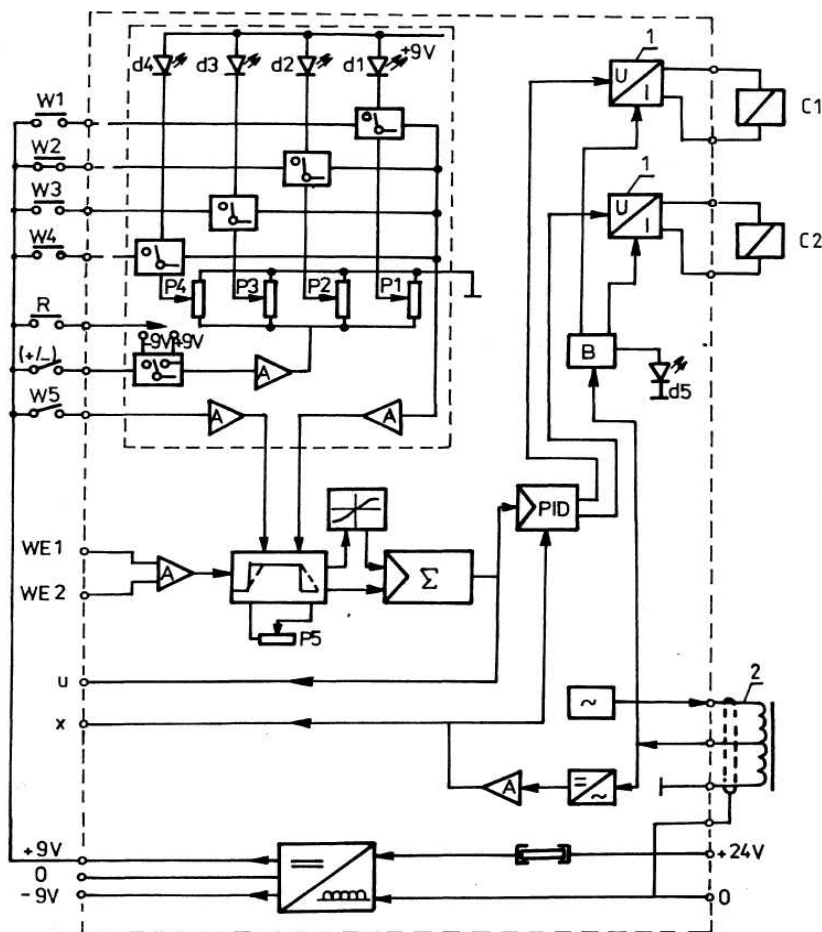


Рис. 3. Схема електронного блоку керування

Експериментальний стенд (рис. 4) складався з досліджуваного ГР 1 з навантаженням Z (регульований дросель), електронного блоку керування 2, генератора вхідного сигналу 3, реєструючого пристрою 4 (осцилографа).

Відмітимо, що призначення тумблерів та кнопок електронного блоку керування наведено вище. Джерело живлення стенду, яке складалося з насоса з постійною подачею та запобіжного клапану на схемі не зображено. При проведенні експериментів тиск живлення був постійним та дорівнював 12 МПа, а тиск зливу – атмосферному.

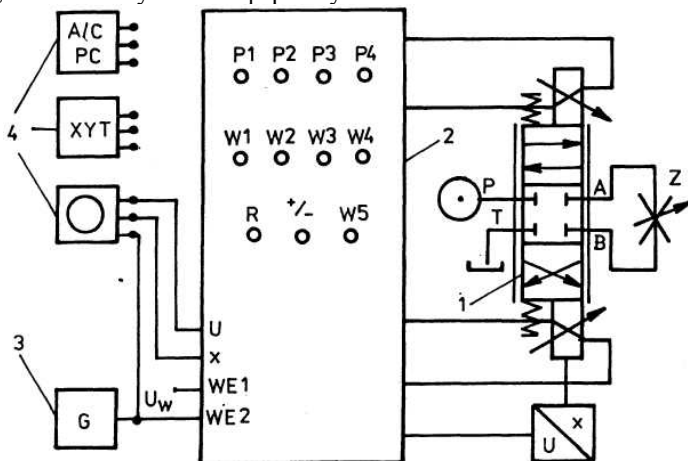


Рис. 4. Схема експериментального стенду

В якості РР використовували Hydrol 30 (коефіцієнт динамічної в'язкості, при температурі 20 °С, $\mu = 0,16 \text{ Н с/м}^2$). Перед початком експериментів температуру РР доводили до 50 – 55 °С і далі підтримували постійною. Проводили узгодження всіх опорів виміральної системи, це дозволило виключити спотворення вимірів, а також встановлювали нулі сигналів, що реєструвалися.

Сигнал осциляції, трикутної форми, накладався на сигнал керування, який подавали генератором 3 з постійною частотою 25 Гц. Амплітуда сигналу осциляції становила 2 % амплітуди сигналу керування. Зміну частоти сигналу осциляції, в діапазоні 0 – 300 Гц, здійснювали за допомогою генератора, який входив до блоку керування. Реєстрували сигнал керування $u_{\text{кер}}$ та переміщення золотника ГР x_3 .

Вид однієї з експериментально отриманої залежності переміщення золотника ГР від напруги керування показано на рис. 5. Далі змінювали частоту осциляції та знову реєстрували зміну x_3 залежно від $u_{\text{кер}}$ керування.

За отриманими характеристиками визначали величину гістерезису, що характеризує статичну точність переміщення золотника ГР, і будували залежність гістерезису Δx_3 від частоти осциляції золотника f (рис. 6). Така залежність, з огляду на однозначний зв'язок між переміщенням золотника ГР і витратою на його виході, однозначно характеризують його статичну точність. Тобто, чим менше гістерезис, тим вище статична точність ГР.

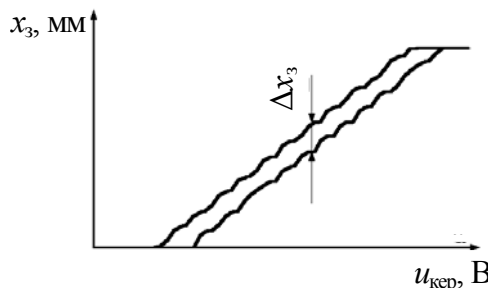


Рис. 5. Вид статичної характеристики переміщення золотника ГР

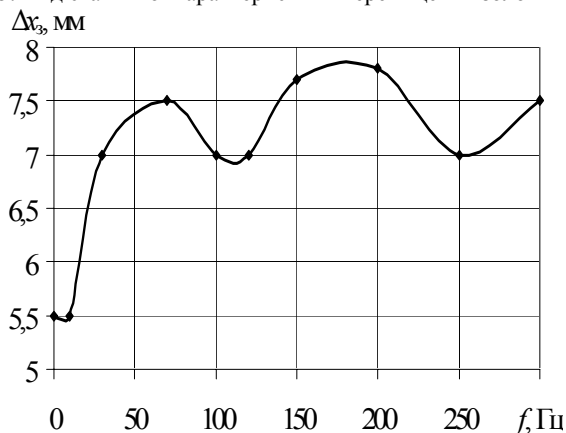


Рис. 6. Точність переміщення золотника ГР, залежно від частоти осциляції

З отриманих експериментальних даних видно, що після перевищення частоти осциляції золотника ГР власної частоти, відбувається різка зміна гістерезису (при частоті осциляції, що перевищує 30 Гц), яка коливається біля деякого середнього значення. Це можна пояснити, помилкою вимірів, а також наявністю коливань тиску в гідроагрегаті. Помітимо, що гідравлічні системи мають властивості фільтра, тобто при виникненні коливань всі вищі гармоніки придушуються лінійною частиною фільтра [14]. Отже, при практичних розрахунках таких систем досить обмежитися обліком першої й третьої гармоніками, тому що амплітуди інших зневажливо малі. При виборі частоти осциляції золотника ГР, для забезпечення стабільності його характеристик, необхідно, щоб вона перевищувала 40 Гц. Однак, варто враховувати, що при наявності вхідних керуючих сигналів, частота яких перевищує 50 Гц, у гідроагрегаті може мати місце резонанс, викликаний стисливістю робочої рідини. Це знижує його статичну точність. Що стосується амплітуди осциляції золотника ГР, вона повинна вибиратися з урахуванням величини перекриття і бути постійною по всій довжині ходу.

Висновки. Проведені експериментальні дослідження й аналіз літературних джерел дозволяють зробити наступні висновки. Для

підвищення статичної точності ГР необхідно, щоб частота осциляції золотника не збігалася з його власною частотою, розрахованою з урахуванням приєднаної маси РР й всіх рухомих частин. Її значення повинне бути обране з урахуванням амплітудно-частотної характеристики виконавчого механізму гідроагрегата з приєднаним до нього навантаженням і перевищувати значення 40 Гц. Траєкторія осциляції золотника ГР повинна незначно відрізнятися від трикутної.

Амплітуда осциляції золотника ГР повинна бути мінімальною, вибиратися при знаходженні його в середньому положенні, з урахуванням величини перекриття.

Список літератури: 1. *Андренко П.Н.* Вибрационная линеаризация – эффективный путь улучшения динамических характеристик гидроаппаратов // Вибрация в технике и технологиях. – № 2 (28). – Винница ВДАУ. – 2003. – С. 39 – 45. 2. *Андренко П.М., Крикун Г.В.* Вибір схемного рішення однокаскадного електрогідравлічного підсилювача // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Харків: НТУ “ХПІ”. № 16. – 2003. – С. 35 – 42. 3. Электрогидравлические следящие системы. *Хохлов В.А., Прокофьев В.Н., Борисова Н.А.* и др. Под ред. *В.А. Хохлова* – М.: Машиностроение, 1971. – 431 с. 4. *Баранов В.Н., Захаров Ю.Е.* Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. – 243 с. 5. *Меднис В.* Выбор параметров осцилляции золотника пропорциональных гидравлических аппаратов // Вестник НТУ «ХПИ». Харьков: НТУ «ХПИ» – 2001 Вып. 129 Ч.1 – С. 120 – 124. 6. *Андренко П.Н.* Выбор параметров осцилляции запорно-регулирующего элемента гидроаппарата с гидравлическим вибрационным контуром // Вісник Сумського державного університету. Суми: СумДУ – 2003 – № 13(59). С. 31 – 38. 7. *Андренко П.М., Гречка І.П.* Розрахункові дослідження параметрів осциляції гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ. – 2005. № 1 (7). – С. 68 – 74. 8. *Kudzma Z., Kudzma S.* Zjawiska falowe w układach hydrostatycznych sterowanych proporcjonalnie. // Hydraulika I Pneumatyka. 6/2002. – S. 15–17. 9. *Меднис В.* Выбор параметров осцилляции золотника пропорциональных гидравлических аппаратов // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» Харьков: НТУ «ХПИ» – 2001 Вып. 129 Ч.1 – С. 120 – 124. 10. *Mednis W., Jankowska A.* Uwarunkowania techniczne doboru prądu podkładowego // Hydraulika I Pneumatyka 1996, № 4. – S. 47 – 48. 11. *Mednis W.* Využitie brumového signálu v prevádzkových jednotkách proporcionálnej techniky. Hydraulika a pneumatyka 2/2000, S. 25 – 27. 12. *Андренко П.Н.* Влияние параметров осцилляции запорно-регулирующего элемента гидроаппарата на устойчивость исполнительного поршневого механизма // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля. – 2004. – №7 (77), Ч. 2. – С. 201 – 205. 13. Mannesmann Rexroth GmbH.; Der Hydraulik Trainer, Band 2, Lohr am Main 1986 – 127 p. 14. *Попов Е. П., Пальтов И. П.* Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. М.: Гос. изд. физ. мат. лит., 1960. – 792 с.

Надійшла до редколегії 20.10.08